

Hydraulic valve actuation unit for piston engines

Bibliographic data	Description	Claims	Mosaics	Original document	INPADOC legal status
Publication number:	DE3911495				
Publication date:	1990-08-30				
Inventor:					
Applicant:					
Classification:					
- International:	F01L9/02; F01L9/00; (IPC1-7): F01L9/02				
- European:	F01L9/02; F01L9/02D				
Application number:	DE19893911495 19890408				
Priority number(s):	DE19893911495 19890408				
View INPADOC patent family					
View list of citing documents					
Report a data error					
Abstract of DE3911495					
In a hydraulic valve actuation unit, not only is the valve opening movement initiated by hydraulic medium acting on a piston, but in addition the valve closing movement. A separate preloaded helical compression spring is nevertheless provided both in the valve opening direction and in the valve closing direction. The complete system thereby forms a spring-mass oscillator. In this the hydraulic medium, with the input of energy, is transferred to and fro between a hydraulic chamber assigned to the piston triggering the valve opening movement and a hydraulic chamber assigned to the piston triggering the valve closing movement. The said measures increase the efficiency of a hydraulic valve actuation unit considerably.					

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

Description of DE3911495

Print

Copy

Contact Us

Close

Result Page

Notice: This translation is produced by an automated process; it is intended only to make the technical content of the original document sufficiently clear in the target language. This service is not a replacement for professional translation services. The esp@cenet® Terms and Conditions of use are also applicable to the use of the translation tool and the results derived therefrom.

The invention relates to an apparatus to the operation of a gas shuttle valve of a piston engine, with a double sided piston, as well as with in valve closing direction and a spring element, with reciprocally the piston planned

biased subjectable of a flow means, in valve opening direction, connected with one another flow central chambers over an hydraulic line. A such apparatus is in the not-before-published DE-PS 38 36 725 described.

For a such apparatus an optimized arrangement of the required flow central channels to point out, is object of the invention.

Tax edges are according to invention provided at the piston wall as well as to this ambient cylinder wall, which make the connection between the flow central chamber as well as with a conveyor for the flow means or a collection container when meeting one another in a piston dead center position over one branch line each leading within the piston of a piston crossing opening into the flow central chamber to the piston tax edge for this.

First is expressly pointed out that as flow means, becomes applied of which the piston apart from a hydraulic medium, so for example the lubricating oil piston engine, also a pneumatic flow means to the use it can come. Since this is insignificant for the nature of the invention, will in this description for the sake of simplicity only of a hydraulic medium spoken, without wanting to exclude hereby a pneumatics means as flow means.

An hydraulic valve operating unit with a double sided piston subjectable of a flow means as well as two against each other acting, biased spring elements forms a spring dimension vibrator, whose oscillation work in the against each other acting spring elements at least partly, and - there without repeated energy conversion - with only low losses can become stored. In order to be able to store thereby work of considerable extent, it is advisable to lay the two spring elements out approximate similar with a relative steep feather/spring characteristic. The work which can be furnished from a conveyor for the flow means is relative thereby small, there in the course of the valve and/or. Piston movement from hydraulic chamber displaced medium quasi an automatic into the other hydraulic chamber promoted becomes. Beside it a minimum energy input is of course required to the balance of flow and friction losses, why a conveyor for the flow means is provided.

If to the described energy input hydraulic medium into one of the two hydraulic chambers - so for example during a valve opening movement into the so-called. Opening hydraulic chamber - promoted becomes, then it is naturally not possible, from the other hydraulic chamber - in the case of example thus from the closing hydraulic chamber - to promote displaced hydraulic medium by means of the interconnecting hydraulic line complete to the first (opening) hydraulic chamber. From this reasons is provided to provide each hydraulic chamber with a crossing opening which is more connectable with a collection container for hydraulic medium.

Over with it the connection of the hydraulic chamber with the conveyor and/or. to manufacture the collection container only briefly and thus the power dissipation by removal and/or. Supply of hydraulic medium as possible to keep as small, becomes the production and/or. Interruption of this connection by itself the moving piston automatic controlled. Provided ones are for this the tax edges indicated in the claim 1. An optimum design results in the case of if the crossing opening of the hydraulic chamber in that the hydraulic chamber directed piston head provided and over a branch line with the tax edge, longitudinal in the piston, and/or. Tax drilling in the piston wall, which Zylinderlaufbahn corresponding, connected leading with a corresponding tax edge that is the pistons.

A particularly favourable formation to the introduction of the piston movement in a piston dead center position describes claim 2. While a first crossing opening is lock offable by means of a control valve into the hydraulic chamber, a second crossing opening in the piston dead center position by the piston - so for example by the piston shell -, limiting the minimum chamber volume, sealed. By brief opening of the control valve thus the piston can become from its dead center position in movement offset. As soon as the piston has thereby the other crossing opening released, the control valve can become again closed, since now the piston movement will maintain alone bottom influence of the hydraulic medium incoming over this second crossing opening as well as the bias of the associated spring element.

In order to be able to shift the oscillating spring dimension system of the valve operating unit according to invention from any piston position in movement, a formation according to claim 3 is recommended. The so-called flowing into the hydraulic chamber should. (Starting) lie exposed hydraulic channel naturally in the rest position of the piston.

In the following the invention becomes more near described on the basis a principle representation. It shows

Fig. 1 an overview over the overall system,

Fig. 2 the ventiloöffnungs and valve closing pistons in its, summarized in an assembly, the closed gas shuttle valve associated dead center position, as well as

Fig. 3 this piston in its that complete opened gas shuttle valve associated dead center position.

A gas shuttle valve 1 of a piston engine 2 not represented more near becomes from in its entirety with 3 referred apparatus an operated. The latter consists of an hydraulic cylinder 4, is 5 guided by whose cylinder wall 19 a piston. The space between the hydraulic cylinder 4 and the piston 5 becomes in the following as opening hydraulic chamber 9 referred, during the pistons 5 with the hydraulic cylinder 4 a so-called. Closing hydraulic chamber 10 forms.

The piston 5 is 1 connected over a piston rod 6b rigid with the gas shuttle valve. At the piston rod 6b and/or. the shaft of the gas shuttle valve 1 a spring element 7 formed as screw compression spring supports itself off, which bottom bias is standing strained with its other end at the piston engine. Also the other side of the piston 5 is provided with a piston rod 6a, is likewise standing clamped between whose free end as well as the rigid hydraulic cylinder 4 a spring element 8 bottom bias formed as screw compression spring. Gas change the valve 1, the piston 5, as well as the two spring elements 7, 8 forms thus a oscillationable spring dimension system.

The hydraulic cylinder 4 is provided with several crossing openings 11 to 18, whereby the crossing openings are 11, 12, 13 19 annular grooves formed circumferential as at the cylinder wall and so-called. Tax edges form.

Inside the piston 5 are two branch lines 21a, 21b provided, which from the respective piston head (the branch line 21a branches the branch line 21b off from a piston crossing opening 22a to the opening hydraulic chamber 9, branches from a piston crossing opening 22b to the closing hydraulic chamber 10 off) to the piston wall 20 leads and flows there into form of a piston tax edge (tax drilling) 23a, 23b.

Over an hydraulic line 25 the crossing opening 16 of the opening hydraulic chamber 9 with the crossing opening 17 of the closing hydraulic chamber 10 connected. From the hydraulic line 25 further an hydraulic line 25a leads to the crossing opening 15 of the opening hydraulic chamber 9, whereby in the conduit 25a a control valve 26a is in form of a magnet valve disposed. In same way a control valve 26b in the conduit 25b of the hydraulic line 25 is for crossing opening 18 of the closing hydraulic chamber 10.

The crossing openings 11, 12 and 14 are with hydraulic medium referred in their entirety with 30 source connected, which consists in detail of a collection container 31, a conveyor 32, a pressure regulator valve 33 as well as an accumulator 34. As the individual elements of this hydraulic medium source 30 by hydraulic lines pointed to meaningful manner connected with one another are. Likewise an hydraulic line 28, is 29 disposed in which a throttle valve, of the crossing opening leads and/or. Tax edge 13 into the collection container 31. Furthermore in the hydraulic channel 24 leading of the crossing opening 14 to the hydraulic medium source 30 a cheque valve is 27 provided.

In the following the impact of the operating device becomes 3 on the basis the Fig. 2 and 3 more near explained. In accordance with the illustration in Fig. 2 first the gas shuttle valve 1 is in its closed position, so that the piston 5 takes its upper dead center position. The opening hydraulic chamber 9 is almost emptied, in the closing hydraulic chamber 10 is hydraulic medium bottom pressure. Now become the control valve 26a briefly opened. Thus hydraulic medium flows out of the closing hydraulic chamber 10 over the crossing opening 17 and the hydraulic lines 25, 25a for crossing opening 15 and from here into the opening hydraulic chamber 9. By the pressure drop in the closing hydraulic chamber 10 as well as the pressure build-up in the opening hydraulic chamber 9, connected arising thereby, thereby, the piston becomes 5 36 downward moved in direction of arrow. This process continues until the piston extent wall 20 has the crossing opening 16 released. Now the control valve becomes 26a closed.

Since the piston 5 and the gas shuttle valve 1 as well as the spring elements 7, 8 form a oscillationable spring dimension system, the piston 5 will move downward after now made suggestion for impulse bottom influence of the bias of the spring element 8 other in accordance with direction of arrow 36. The hydraulic medium here displaced from the closing hydraulic chamber 10 over the crossing opening 17 becomes the opening hydraulic chamber 9 over the hydraulic line 25 as well as over the crossing opening 16 further supplied. This process continues until due to the friction and flow losses the summed biasing force of the spring element 7 exceeds the remaining remainder of biasing force of the spring element 8 as well as the pulse of the mass vibrator according to amount. To that time the piston 5 so far downward moved has itself that the piston tax edge and/or. Tax drilling 23a with the ringnutförmigen, likewise a tax edge formed crossing opening 12 for covering comes. Thus hydraulic medium of the hydraulic medium source can do 30 over the crossing opening 12, which tax drilling 23a, which arrives to branch line 21a, and the piston crossing opening 22a into the opening hydraulic chamber 9. This state is pictorial in Fig. 3 shown.

Simultaneous one comes the piston tax edge and/or. Tax drilling 23b with the likewise ringnutförmig formed, a tax edge illustrative crossing opening 13 for covering. Thus hydraulic medium from the closing hydraulic chamber knows 10 over the piston crossing opening 22b, which branch line 21b, which arrives to tax edge 23b, and other over the crossing opening 13 and the hydraulic line 28 into the collection container 31. In this way becomes the piston 5 and concomitantly the gas shuttle valve 1 more stationary in its in Fig. 3 represented lower dead center position held. The desired deceleration of the valve and/or. 28. Wesentliche of losses - caused by the capacity of the conveyor 32 - do not arise to piston movement made influence of the throttle valve 29 in the hydraulic line, bottom thereby, since the piston wall in this stage already holds the crossing opening 17 sealed. An eventual flowing hydraulic medium stream stationary during an overlap phase becomes 28 small held thereby by the throttle valve 29 in the hydraulic line.

The state in accordance with Fig. 3 obtained remains until the control valve becomes 26b opened. Now a subset of the hydraulic medium standing in the opening hydraulic chamber 9 bottom pressure arrives over the crossing opening 16, the hydraulic lines 25 as well as 25b and the crossing opening 18 into the closing hydraulic chamber 10. Thereby the piston becomes 5 36 upward moved against direction of arrow. The tax edges 23a and 12 and/or. 23b and 13 turn out except covering, so that by the hydraulic medium source 30 no other hydraulic medium supplied becomes. As soon as the piston extent wall 20 has the crossing opening 17 released, the control valve becomes 26b closed. Like described already above, now the piston 5 will move more other upward due to the dominant biasing force of the spring element 7 as well as bottom action of the impressed movement impulse and the hydraulic pressure ratios of other against direction of arrow 36 to it its upper dead center position in accordance with Fig. 2 occupied has.

Like now again from Fig. 2 apparent, comes in this stage the piston tax edge is and/or. Tax drilling 23b with the ringnutförmig formed and likewise crossing opening 11 for covering, acting as tax edge, while the piston tax edge and/or. Tax drilling 23a in height of the crossing opening 13 for lying comes. Thus hydraulic medium can arrive over the crossing opening 11, the tax drilling 23b, the branch line 21b and the piston crossing opening 22b into the closing hydraulic chamber 10 from the hydraulic medium source 30. Emptied one becomes the opening hydraulic chamber 9 thereby over the branch line 21a, whereby again the throttle valve 29 provides for a deceleration as well as a reduction of the arising losses.

With operation of the piston engine the process described above can repeat itself thus in infinite manner. With the turning of the piston engine off the pressure of the hydraulic medium sources becomes 30 relative at short

notice degraded. If simultaneous become both the control valve 26a and the control valve 26b opened, then in the operating device 3 an hydraulic balance will adjust itself, which the piston 5 in addition moved, in approximately in Fig. to take 1 intermediate position shown. With a subsequent start of the piston engine first the control valves become 26a, 26b closed. Simultaneous one becomes in the hydraulic medium source 30 sufficient hydraulic pressure constructed. Now if the cheque valve becomes 27 opened, then hydraulic medium arrives in the closing hydraulic chamber 10 and the moved piston 5 into its upper dead center position in accordance with Fig over the hydraulic channel 24 as well as the crossing opening 14. 2. Now the process described already above can become again started.

The illustrated embodiment represents only a schematic diagram, without wanting to deal more in greater detail with constructional details. Various features can become thereby also differently designed, without leaving the content of the claim 1.

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Patentschrift
⑯ DE 3911495 C1

⑯ Int. Cl. 5:
F01L 9/02

DE 3911495 C1

⑯ Aktenzeichen: P 39 11 495.3-13
⑯ Anmeldetag: 8. 4. 89
⑯ Offenlegungstag: —
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 30. 8. 90

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Patentinhaber:

Bayerische Motoren Werke AG, 8000 München, DE

⑯ Erfinder:

Vo, Quang-Hue, 8038 Gröbenzell, DE; Clemens, Herbert, 8000 München, DE; Hornig, Harald, 8011 Zorneding, DE; Maurer, Michael, Dr., 8000 München, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 38 36 725 C1
US 47 91 895

⑯ Hydraulische Ventilbetätigseinheit für Kolbenmaschinen

Bei einer hydraulischen Ventilbetätigseinheit wird nicht nur die Ventilöffnungsbewegung durch Beaufschlagung eines Kolbens mit Hydraulikmedium in Gang gesetzt, sondern daneben auch die Ventilschließbewegung. Trotzdem ist sowohl in Ventilöffnungsrichtung, als auch in Ventilschließrichtung je eine vorgespannte Schrauben-Druckfeder vorgesehen. Das gesamte System bildet somit einen Feder-Masse-Schwinger. Das Hydraulikmedium wird dabei zwischen einer dem die Ventilöffnungsbewegung auslösenden Kolben zugeordneten Hydraulikkammer und einer dem die Ventilschließbewegung auslösenden Kolben zugeordneten Hydraulikkammer unter Energiezufuhr hin und her gefördert. Diese Maßnahmen steigern den Wirkungsgrad einer hydraulischen Ventilbetätigseinheit erheblich.

DE 3911495 C1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Betätigung eines Gaswechsel-Ventiles einer Kolbenmaschine, mit einem doppelseitig von einem Strömungsmittel beaufschlagbaren Kolben, sowie mit einem in Ventil-Schließrichtung und einem in Ventil-Öffnungsrichtung vorgespannten Federelement, mit beidseitig des Kolbens vorgesehenen, über eine Hydraulikleitung miteinander verbundenen Strömungsmittel-Kammern. Eine derartige Vorrichtung ist in der nichtvorveröffentlichten DE-PS 38 36 725 beschrieben.

Für eine derartige Vorrichtung eine optimierte Anordnung der erforderlichen Strömungsmittelkanäle aufzuzeigen, ist Aufgabe der Erfindung.

Erfindungsgemäß sind an der Kolbenwand sowie an einer diese umgebenden Zylinderwand Steuerkanten vorgesehen, die bei Aufeinandertreffen in einer Kolben-Totpunktstellung über je eine innerhalb des Kolbens von einer Kolben-Übertrittsöffnung in die Strömungsmittel-Kammer zur Kolben-Steuerkante führende Stichleitung die Verbindung zwischen der Strömungsmittel-Kammer sowie mit einer Fördervorrichtung für das Strömungsmittel oder einem Sammelbehälter hierfür herstellen.

Zunächst soll ausdrücklich darauf hingewiesen werden, daß als Strömungsmittel, von welchem der Kolben beaufschlagt wird, neben einem Hydraulikmedium, so beispielsweise dem Schmieröl der Kolbenmaschine, auch ein pneumatisches Strömungsmittel zum Einsatz kommen kann. Da dies für das Wesen der Erfindung unerheblich ist, wird in dieser Beschreibung der Einfachheit halber lediglich von einem Hydraulikmedium gesprochen, ohne hiermit ein Pneumatikmittel als Strömungsmittel ausschließen zu wollen.

Eine hydraulische Ventilbetätigungsseinheit mit einem doppelseitig von einem Strömungsmittel beaufschlagbaren Kolben sowie zwei gegeneinander wirkenden, vorgespannten Federelementen bildet einen Feder-Masse-Schwinger, dessen Schwingungsarbeit in den gegeneinander wirkenden Federelementen zumindest teilweise, und – da ohne mehrmalige Energieumwandlung – mit lediglich geringen Verlusten gespeichert werden kann. Um dabei Arbeit nennenswerten Ausmaßes speichern zu können, empfiehlt es sich, die beiden Federelemente annähernd gleichartig mit einer relativ steilen Federkennlinie auszulegen. Die von einer Fördervorrichtung für das Strömungsmittel zu erbringende Arbeit ist dabei relativ gering, da im Verlauf der Ventil- bzw. Kolbenbewegung das aus der einen Hydraulikammer verdrängte Medium quasi selbsttätig in die andere Hydraulikammer gefördert wird. Selbstverständlich ist zum Ausgleich von Strömungs- und Reibungsverlusten daneben eine minimale Energiezufuhr erforderlich, weshalb eine Fördervorrichtung für das Strömungsmittel vorgesehen ist.

Wenn zur geschilderten Energiezufuhr Hydraulikmedium in eine der beiden Hydraulikkammern – so beispielsweise bei einer Ventilöffnungsbewegung in die sog. Öffnungs-Hydraulikammer – gefördert wird, so ist es selbstverständlich nicht möglich, das aus der anderen Hydraulikammer – im Beispieldfall somit aus der Schließ-Hydraulikammer – verdrängte Hydraulikmedium über die verbindende Hydraulikleitung vollständig in die erste (Öffnung-)Hydraulikammer zu fördern. Aus diesem Grunde ist vorgesehen, jede Hydraulikammer mit einer Übertrittsöffnung zu versehen, welche mit einem Sammelbehälter für Hydraulikmedium verbind-

bar ist.

Um dabei die Verbindung der Hydraulikammer mit der Fördervorrichtung bzw. dem Sammelbehälter nur kurzzeitig herzustellen und somit die Verlustleistung durch Abfuhr bzw. Zufuhr von Hydraulikmedium so gering wie möglich zu halten, wird die Herstellung bzw. Unterbrechung dieser Verbindung durch den sich bewegenden Kolben selbsttätig gesteuert. Vorgesehen sind hierzu die im Anspruch 1 angegebenen Steuerkanten. Eine optimale Gestaltung ergibt sich dabei, wenn die Übertrittsöffnung der Hydraulikammer in dem der Hydraulikammer zugewandten Kolbenboden vorgesehen und über eine im Kolben selbst verlaufende Stichleitung mit der Steuerkante bzw. Steuerbohrung in der Kolbenwand, welche mit einer entsprechenden Steuerkante der den Kolben führenden Zylinderlaufbahn korrespondiert, verbunden ist.

Eine besonders vorteilhafte Ausbildung zur Einleitung der Kolbenbewegung in einer Kolben-Totpunktstellung beschreibt Anspruch 2. Während eine erste Übertrittsöffnung in die Hydraulikammer mittels eines Steuerventiles absperrbar ist, wird eine zweite Übertrittsöffnung in der das minimale Kamervolumen begrenzenden Kolben-Totpunktstellung durch den Kolben – so beispielsweise durch das Kolbenhemd – verschlossen. Durch kurzzeitiges Öffnen des Steuerventiles kann somit der Kolben aus seiner Totpunktstellung in Bewegung versetzt werden. Sobald der Kolben dabei die andere Übertrittsöffnung freigegeben hat, kann das Steuerventil wieder geschlossen werden, da nunmehr die Kolbenbewegung allein unter Einfluß des über diese zweite Übertrittsöffnung eintretenden Hydraulikmediums sowie der Vorspannung des zugeordneten Federelementes aufrechterhalten wird.

Um das schwingende Feder-Masse-System der erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsseinheit aus jeder beliebigen Kolbenstellung in Bewegung versetzen zu können, empfiehlt sich eine Ausbildung gemäß Anspruch 3. Dabei sollte der in die Hydraulikammer mündende sog. (Start-)Hydraulikkanal selbstverständlich in der Ruhestellung des Kolbens freiliegen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand einer Prinzipdarstellung näher beschrieben. Es zeigt

Fig. 1 eine Übersicht über das Gesamtsystem,
Fig. 2 den in einer Baueinheit zusammengefaßten Ventilöffnungs- und Ventilschließ-Kolben in seiner dem geschlossenen Gaswechsel-Ventil zugeordneten Totpunktstellung, sowie

Fig. 3 diesen Kolben in seiner dem vollständig geöffneten Gaswechsel-Ventil zugeordneten Totpunktstellung.

Ein Gaswechsel-Ventil 1 einer nicht näher dargestellten Kolbenmaschine 2 wird von einer in ihrer Gesamtheit mit 3 bezeichneten Vorrichtung betätigt. Letztere besteht aus einem Hydraulikzylinder 4, durch dessen Zylinderwand 19 ein Kolben 5 geführt ist. Der Raum zwischen dem Hydraulikzylinder 4 und dem Kolben 5 wird im folgenden als Öffnungs-Hydraulikammer 9 bezeichnet, während der Kolben 5 mit dem Hydraulikzylinder 4 eine sog. Schließ-Hydraulikammer 10 bildet.

Der Kolben 5 ist über eine Kolbenstange 6b starr mit dem Gaswechsel-Ventil 1 verbunden. An der Kolbenstange 6b bzw. dem Schaft des Gaswechsel-Ventiles 1 stützt sich ein als Schrauben-Druckfeder ausgebildetes Federelement 7 ab, welches unter Vorspannung stehend mit seinem anderen Ende an der Kolbenmaschine verspannt ist. Auch die andere Seite des Kolbens 5 ist mit einer Kolbenstange 6a versehen, zwischen deren freien

Ende sowie dem starren Hydraulikzylinder 4 ebenfalls ein als Schrauben-Druckfeder ausgebildetes Federelement 8 unter Vorspannung stehend eingespannt ist. Das Gaswechsel-Ventil 1, der Kolben 5, sowie die beiden Federelemente 7, 8 bilden somit ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System.

Der Hydraulikzylinder 4 ist mit mehreren Übertrittsöffnungen 11 bis 18 versehen, wobei die Übertrittsöffnungen 11, 12, 13 als an der Zylinderwand 19 umlaufende Ringnuten ausgebildet sind und sog. Steuerkanten bilden. Im Inneren des Kolbens 5 sind zwei Stichleitungen 21a, 21b vorgesehen, welche vom jeweiligen Kolbenboden (die Stichleitung 21a zweigt von einer Kolben-Übertrittsöffnung 22a zur Öffnungs-Hydraulikkammer 9 ab, die Stichleitung 21b zweigt von einer Kolben-Übertrittsöffnung 22b zur Schließ-Hydraulikkammer 10 ab) zur Kolbenwand 20 führen und dort in Form einer Kolben-Steuerkante (Steuerbohrung) 23a, 23b münden.

Über eine Hydraulikleitung 25 ist die Übertrittsöffnung 16 der Öffnungs-Hydraulikkammer 9 mit der Übertrittsöffnung 17 der Schließ-Hydraulikkammer 10 verbunden. Von der Hydraulikleitung 25 führt weiters eine Hydraulikleitung 25a zur Übertrittsöffnung 15 der Öffnungs-Hydraulikkammer 9, wobei in der Leitung 25a ein Steuerventil 26a in Form eines Magnetventiles angeordnet ist. In gleicher Weise findet sich ein Steuerventil 26b in der Leitung 25b von der Hydraulikleitung 25 zur Übertrittsöffnung 18 der Schließ-Hydraulikkammer 10.

Die Übertrittsöffnungen 11, 12 und 14 sind mit einer in ihrer Gesamtheit mit 30 bezeichneten Hydraulikmedium-Quelle verbunden, welche im einzelnen besteht aus einem Sammelbehälter 31, einer Fördervorrichtung 32, einem Druckregelventil 33 sowie einem Druckspeicher 34. Wie gezeigt sind die einzelnen Elemente dieser Hydraulikmedium-Quelle 30 durch Hydraulikleitungen auf sinnvolle Weise miteinander verbunden. Dabei führt ebenfalls eine Hydraulikleitung 28, in welcher ein Drosselventil 29 angeordnet ist, von der Übertrittsöffnung bzw. Steuerkante 13 in den Sammelbehälter 31. In dem von der Übertrittsöffnung 14 zur Hydraulikmedium-Quelle 30 führenden Hydraulikkanal 24 ist desweiteren ein Sperrventil 27 vorgesehen.

Im folgenden wird die Wirkungsweise der Betätigungsgerüttung 3 anhand der Fig. 2 und 3 näher erläutert. Gemäß der Darstellung in Fig. 2 befindet sich zunächst das Gaswechsel-Ventil 1 in seiner geschlossenen Stellung, so daß der Kolben 5 seine obere Totpunktstellung einnimmt. Die Öffnungs-Hydraulikkammer 9 sei nahezu geleert, in der Schließ-Hydraulikkammer 10 befindet sich Hydraulikmedium unter Druck. Nunmehr werde das Steuerventil 26a kurzzeitig geöffnet. Somit strömt Hydraulikmedium aus der Schließ-Hydraulikkammer 10 über die Übertrittsöffnung 17 und die Hydraulikleitungen 25, 25a zur Übertrittsöffnung 15 und von hier aus in die Öffnungs-Hydraulikkammer 9. Durch den dadurch auftretenden Druckabbau in der Schließ-Hydraulikkammer 10 sowie den damit verbundenen Druckaufbau in der Öffnungs-Hydraulikkammer 9 wird der Kolben 5 in Pfeilrichtung 36 nach unten bewegt. Dieser Prozeß setzt sich solange fort, bis die Kolbenumfangswand 20 die Übertrittsöffnung 16 freigegeben hat. Nunmehr wird das Steuerventil 26a geschlossen.

Da der Kolben 5 und das Gaswechsel-Ventil 1 sowie die Federelemente 7, 8 ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System bilden, wird sich der Kolben 5 nach nunmehr erfolgter Impulsanregung unter Einfluß der Vorspannung des Federelementes 8 weiter gemäß Pfeilrich-

tung 36 nach unten bewegen. Das aus der Schließ-Hydraulikkammer 10 über die Übertrittsöffnung 17 hierbei verdrängte Hydraulikmedium wird der Öffnungs-Hydraulikkammer 9 über die Hydraulikleitung 25 sowie über die Übertrittsöffnung 16 weiterhin zugeführt. Dieser Prozeß setzt sich solange fort, bis aufgrund der Reibungs- und Strömungsverluste die aufsummierte Vorspannkraft des Federelementes 7 die verbleibende Rest-Vorspannkraft des Federelementes 8 sowie den Impuls des Masse-Schwingers betragsmäßig überschreitet. Zu jenem Zeitpunkt hat sich der Kolben 5 soweit nach unten bewegt, daß die Kolben-Steuerkante bzw. Steuerbohrung 23a mit der ringnutförmigen, ebenfalls eine Steuerkante bildenden Übertrittsöffnung 12 zur Dekkung kommt. Somit kann Hydraulikmedium von der Hydraulikmedium-Quelle 30 über die Übertrittsöffnung 12, die Steuerbohrung 23a, die Stichleitung 21a, und die Kolben-Übertrittsöffnung 22a in die Öffnungs-Hydraulikkammer 9 gelangen. Dieser Zustand ist bildlich in Fig. 3 dargestellt.

Gleichzeitig kommt die Kolben-Steuerkante bzw. Steuerbohrung 23b mit der ebenfalls ringnutförmig ausgebildeten, eine Steuerkante darstellenden Übertrittsöffnung 13 zur Deckung. Somit kann Hydraulikmedium aus der Schließ-Hydraulikkammer 10 über die Kolben-Übertrittsöffnung 22b, die Stichleitung 21b, die Steuerkante 23b, und weiter über die Übertrittsöffnung 13 und die Hydraulikleitung 28 in den Sammelbehälter 31 gelangen. Auf diese Weise wird der Kolben 5 und damit auch das Gaswechsel-Ventil 1 stationär in seiner in Fig. 3 dargestellten unteren Totpunktposition gehalten. Die erwünschte Abbremsung der Ventil- bzw. Kolbenbewegung erfolgt dabei unter Einfluß des Drosselventiles 29 in der Hydraulikleitung 28. Wesentliche Verluste – hervorgerufen durch die Förderleistung der Fördervorrichtung 32 – treten dabei nicht auf, da die Kolbenwand in diesem Stadium bereits die Übertrittsöffnung 17 verschlossen hält. Ein eventuell während einer Überschneidungsphase stationär fließender Hydraulikmediumstrom wird dabei durch das Drosselventil 29 in der Hydraulikleitung 28 gering gehalten.

Der Zustand gemäß Fig. 3 bleibt solange erhalten, bis das Steuerventil 26b geöffnet wird. Nunmehr gelangt eine Teilmenge des in der Öffnungs-Hydraulikkammer 9 unter Druck stehenden Hydraulikmediums über die Übertrittsöffnung 16, die Hydraulikleitungen 25 sowie 25b und die Übertrittsöffnung 18 in die Schließ-Hydraulikkammer 10. Hierdurch wird der Kolben 5 gegen Pfeilrichtung 36 nach oben bewegt. Die Steuerkanten 23a und 12 bzw. 23b und 13 geraten außer Deckung, so daß durch die Hydraulikmedium-Quelle 30 kein weiteres Hydraulikmedium zugeführt wird. Sobald die Kolbenumfangswand 20 die Übertrittsöffnung 17 freigegeben hat, wird das Steuerventil 26b geschlossen. Wie bereits oben beschrieben, wird sich nunmehr der Kolben 5 aufgrund der dominierenden Vorspannkraft des Federelementes 7 sowie unter Einwirkung des aufgeprägten Bewegungsimpulses und der hydraulischen Druckverhältnisse weiter gegen Pfeilrichtung 36 solange weiter nach oben bewegen, bis er seine obere Totpunktstellung gemäß Fig. 2 eingenommen hat.

Wie nun wiederum aus Fig. 2 ersichtlich ist, kommt in diesem Stadium die Kolben-Steuerkante bzw. Steuerbohrung 23b mit der ringnutförmig ausgebildeten und ebenfalls als Steuerkante wirkende Übertrittsöffnung 11 zur Deckung, während die Kolben-Steuerkante bzw. Steuerbohrung 23a in Höhe der Übertrittsöffnung 13 zum Liegen kommt. Somit kann von der Hydraulikme-

dium-Quelle 30 Hydraulikmedium über die Übertrittsöffnung 11, die Steuerbohrung 23b, die Stichleitung 21b und die Kolben-Übertrittsöffnung 22b in die Schließ-Hydraulikkammer 10 gelangen. Entleert wird die Öffnungs-Hydraulikkammer 9 dabei über die Stichleitung 21a, wobei abermals das Drosselventil 29 für eine Abbremsung sowie eine Reduzierung der auftretenden Verluste sorgt.

Bei Betrieb der Kolbenmaschine kann sich der oben geschilderte Prozeß somit in unendlicher Weise wiederholen. Mit Abstellen der Kolbenmaschine wird der Druck der Hydraulikmedium-Quelle 30 relativ kurzfristig abgebaut. Werden gleichzeitig sowohl das Steuerventil 26a als auch das Steuerventil 26b geöffnet, so wird sich in der Betätigungs vorrichtung 3 ein hydraulisches Gleichgewicht einstellen, welches den Kolben 5 dazu bewegt, in etwa die in Fig. 1 gezeigte Zwischenposition einzunehmen. Bei einem nachfolgenden Start der Kolbenmaschine werden zunächst die Steuerventile 26a, 26b geschlossen. Gleichzeitig wird in der Hydraulikmedium-Quelle 30 ausreichender Hydraulikdruck aufgebaut. Wird nunmehr das Sperrventil 27 geöffnet, so gelangt über den Hydraulikkanal 24 sowie die Übertrittsöffnung 14 Hydraulikmedium in die Schließ-Hydraulikkammer 10 und bewegt den Kolben 5 in seine obere Totpunktstellung gemäß Fig. 2. Nunmehr kann der bereits oben geschilderte Prozeß wieder gestartet werden.

Das gezeigte Ausführungsbeispiel stellt lediglich eine Prinzipskizze dar, ohne näher auf konstruktive Einzelheiten eingehen zu wollen. Diverse Merkmale können dabei auch verschiedenartig gestaltet werden, ohne den Inhalt des Anspruchs 1 zu verlassen.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Betätigung eines Gaswechsel-Ventiles (1) einer Kolbenmaschine, mit einem doppelseitig von einem Strömungsmittel beaufschlagbaren Kolben (5), mit einem in Ventil-Schließrichtung und einem in Ventil-Öffnungsrichtung vorgespannten Federelement (7, 8), mit beidseitig des Kolbens (5) vorgesehenen, über eine Hydraulikleitung (25) miteinander verbundenen Strömungsmittel-Kammern (Hydraulikkammern 9, 10), und mit an der Kolbenwand (20) sowie an einer diese umgebenden Zylinderwand (19) vorgesehenen Steuerkanten (23a, 23b sowie 11, 12, 13), die bei Aufeinandertreffen in einer Kolben-Totpunktstellung über je eine innerhalb des Kolbens (5) von einer Kolben-Übertrittsöffnung (22a, 22b) in die Strömungsmittel-Kammer (9, 10) zur Kolben-Steuerkante (23a, 23b) führende Stichleitung (21a, 21b) die Verbindung zwischen der Strömungsmittel-Kammer sowie mit einer Fördervorrichtung (32) für das Strömungsmittel oder einen Sammelbehälter (31) hierfür herstellen.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jede Hydraulikkammer (9 bzw. 10) mit zumindest zwei Übertrittsöffnungen (15, 16 bzw. 17, 18) für das Strömungsmittel/Hydraulikmedium versehen ist, von denen eine (16 bzw. 17) in der das minimale Kammervolumen begrenzenden Kolben-Totpunktstellung durch den Kolben (5) verschlossen ist, und daß in einer zwischen den Übertrittsöffnungen (15 bzw. 18) verlaufenden Hydraulikleitung (25) ein Steuerventil (26a, 26b) ange-

ordnet ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein weiterer mit einem Sperrventil (27) versehener, von der Fördervorrichtung (32) in eine der beiden Hydraulikkammern (9 bzw. 10) mündender Hydraulikkanal (24) vorgesehen ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

— Leerseite —

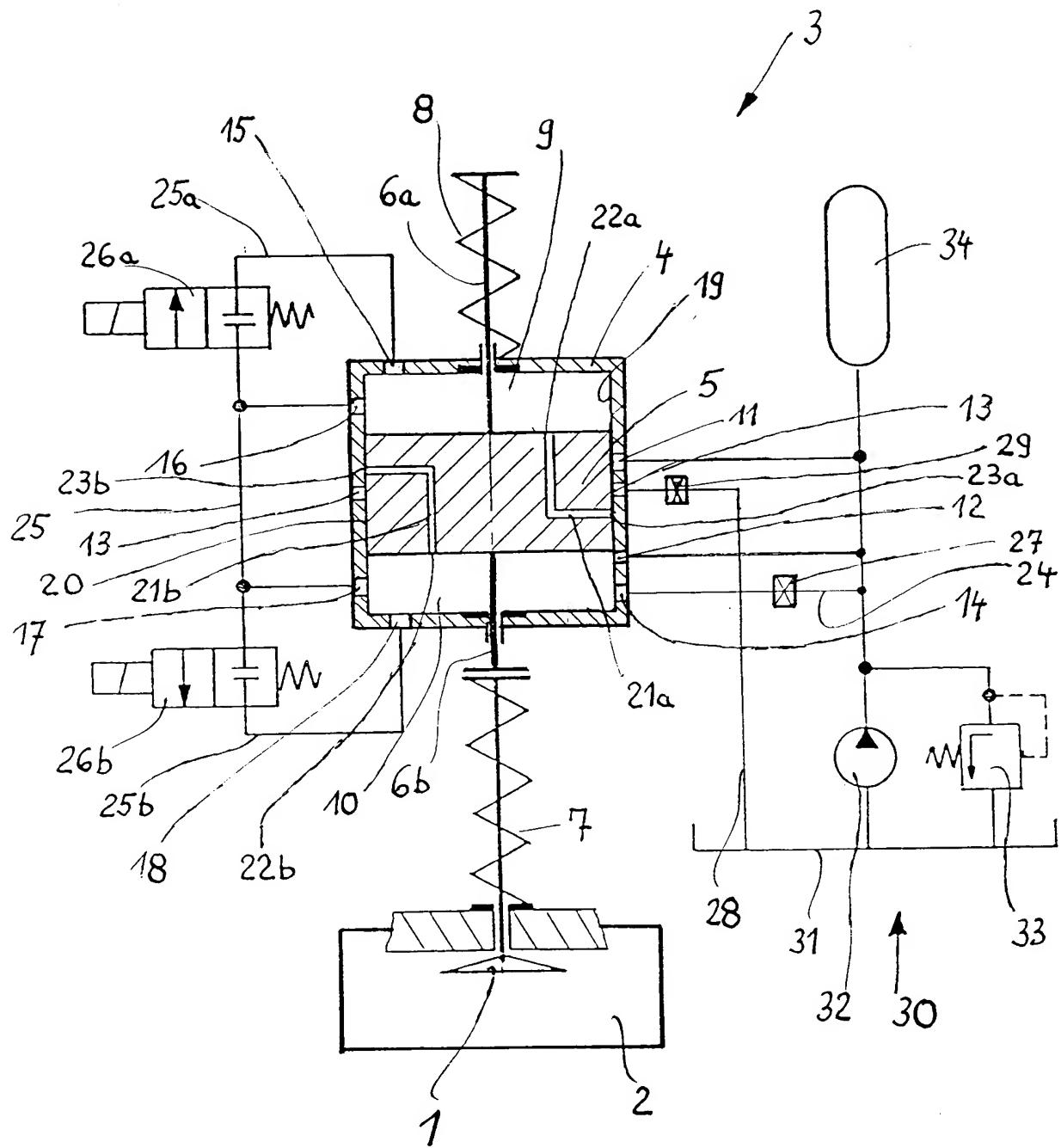
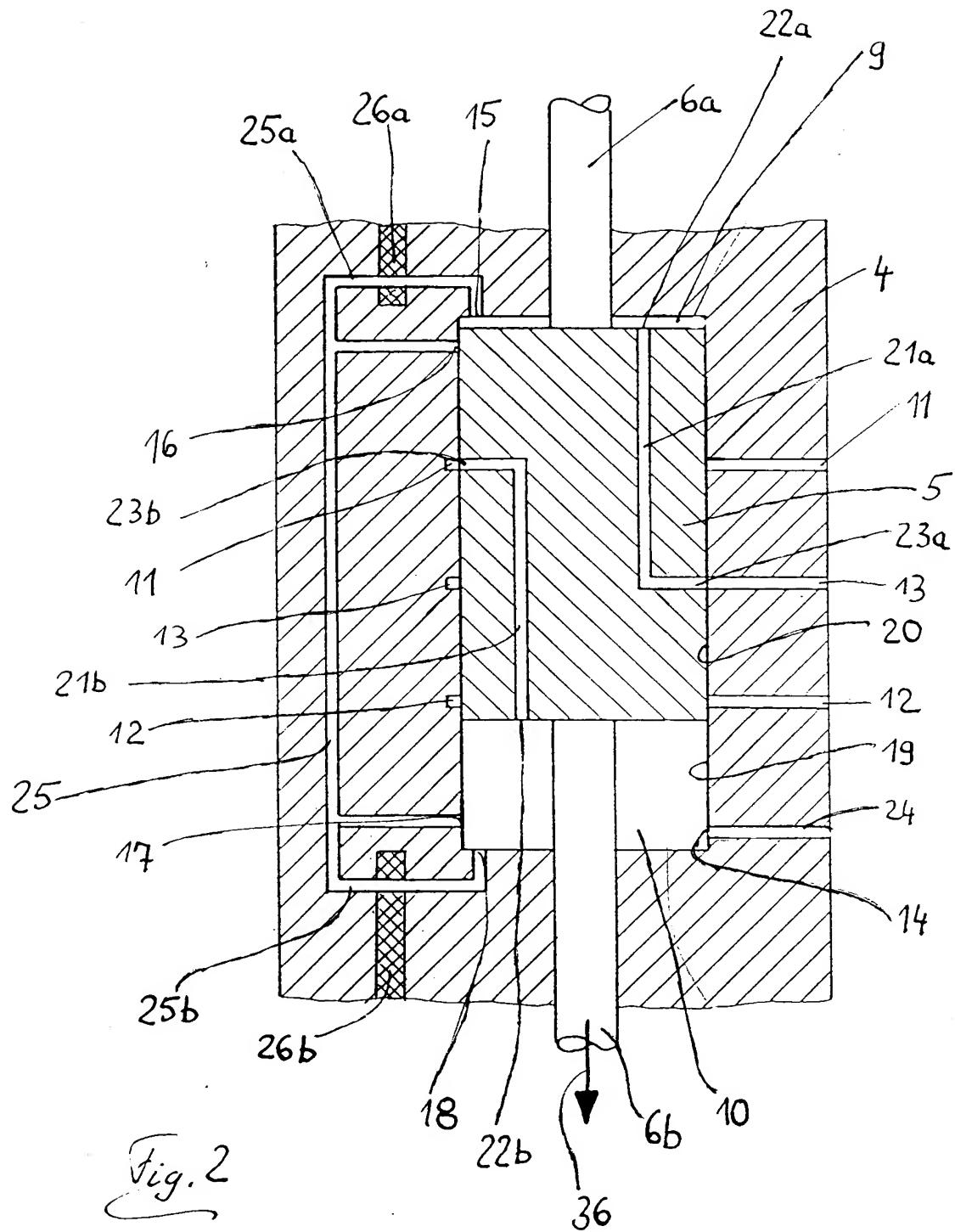
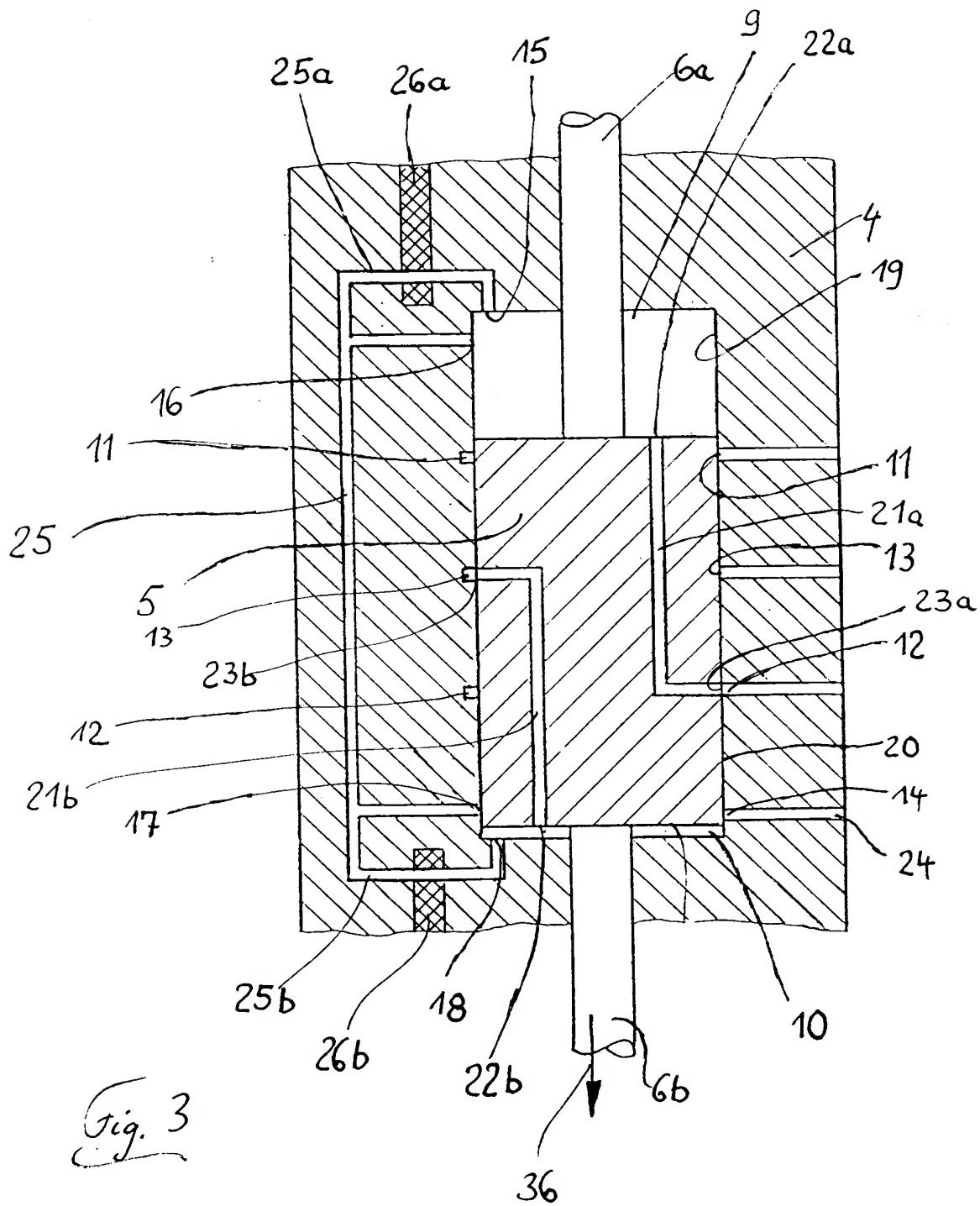


Fig. 1





PUB-NO: DE003911495C1
DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 3911495 C1
TITLE: Hydraulic valve actuation unit for piston engines
PUBN-DATE: August 30, 1990

ASSIGNEE- INFORMATION:

NAME COUNTRY

APPL-NO: DE03911495
APPL-DATE: April 8, 1989

PRIORITY-DATA: DE03911495A (April 8, 1989)

INT-CL (IPC): F01L009/02

EUR-CL (EPC): F01L009/02

US-CL-CURRENT: 123/51R

ABSTRACT:

In a hydraulic valve actuation unit, not only is the valve opening movement initiated by hydraulic medium acting on a piston, but in addition the valve closing movement. A separate preloaded helical compression spring is nevertheless provided both in the valve opening direction and in the valve closing direction. The complete system thereby forms a spring-mass oscillator. In this the hydraulic medium, with the input of energy, is transferred to and fro between a hydraulic chamber assigned to the piston triggering the valve opening movement and a hydraulic chamber assigned to the piston triggering the valve closing movement. The said measures increase

the efficiency of a hydraulic valve actuation unit considerably.